

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2004-183772

(P2004-183772A)

(43) 公開日 平成16年7月2日(2004.7.2)

(51) Int.Cl. ⁷	F 1	テーマコード(参考)
F 1 6 C 17/10	F 1 6 C 17/10 A	3 J 0 1 1
F 1 6 C 33/10	F 1 6 C 33/10 Z	5 D 1 0 9
H 0 2 K 5/16	H 0 2 K 5/16 Z	5 H 6 0 5
H 0 2 K 7/08	H 0 2 K 7/08 A	5 H 6 0 7
// G 1 1 B 19/20	G 1 1 B 19/20 E	
審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 10 頁)		

(21) 出願番号 特願2002-351061 (P2002-351061)
 (22) 出願日 平成14年12月3日(2002.12.3)

(71) 出願人 000005821
 松下電器産業株式会社
 大阪府門真市大字門真1006番地
 (74) 代理人 100097445
 弁理士 岩橋 文雄
 (74) 代理人 100103355
 弁理士 坂口 智康
 (74) 代理人 100109667
 弁理士 内藤 浩樹
 (72) 発明者 浅田 隆文
 大阪府門真市大字門真1006番地 松下
 電器産業株式会社内
 (72) 発明者 斎藤 浩昭
 大阪府門真市大字門真1006番地 松下
 電器産業株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 流体軸受装置及びディスク回転装置

(57) 【要約】

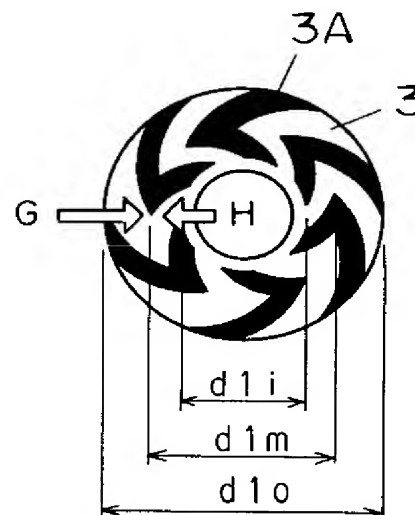
【課題】 軸受隙間で油膜切れが生じない高精度かつ長寿命な流体軸受装置及びディスク回転装置を提供することを目的とする。

【解決手段】 フランジ3とスラスト板4の当接面の少なくともいずれか一方に設けられた第3の動圧発生溝のヘリングボーンパターン3A、3Bの外径をD1o、内径をD1i、折り返し部径をD1mとした時、
 $D1m = D_{sy} - (D_{sy} - D1i) \times (0.05 \sim 1.0)$ 、

及び $D_{sy} = ((D1i^2 + D1o^2) / 2)^{1/2}$

の関係を満たしオイルまたはグリスの基油は40℃の粘度が4センチストークス以上であり、スリーブ1の外周及び軸2の外周のいずれか一方をベース6に固定し、他方をハブロータ7に固定することにより油膜切れが生じない高精度かつ長寿命な流体軸受装置を得る。

【選択図】 図2



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

略中央に軸受穴を有するスリーブの軸受穴にシャフトが回転自在に挿入され、シャフトの一端側には略円盤状のフランジが固定され、フランジの片面はスリーブの端面部に当接すると共にフランジの他面はスラスト板に当接し、スラスト板はフランジを軸受内部に閉じ込めるように固定されて密封され、スリーブ内周又はシャフト外周の少なくともいずれか一方には略ヘリングボーン状の第 1 と第 2 の動圧発生溝が設けられ、フランジとスラスト板の当接面の少なくともいずれか一方には第 3 のヘリングボーン状の動圧発生溝が設けられ、第 1、第 2、第 3 の動圧発生溝はオイルまたはグリスの潤滑剤で充填され、この第 3 の動圧発生溝のヘリングボーンパターンの外径を $D1o$ 、内径を $D1i$ 、折り返し部径を $D1m$ とした時、

$$D1m = D_{sy} - (D_{sy} - D1i) \times (0.05 \sim 1.0)、$$

及び $D_{sy} = ((D1i)^2 + D1o^2) / 2)^{1/2}$ の関係を満たしオイルまたはグリスの基油は 40℃の粘度が 4 センチストークス以上であり、前記スリーブの外周及び軸の外周の内、いずれか一方がベースに固定され他方は回転自在なハブロータに固定された流体軸受装置。

【請求項 2】

略中央に軸受穴を有するスリーブの軸受穴にシャフトが回転自在に挿入され、シャフトの一端側には略円盤状のフランジが固定され、フランジの片面はスリーブの端面部に当接すると共にフランジの他面はスラスト板に当接し、スラスト板はフランジを軸受内部に閉じ込めるように固定されて密封され、スリーブ内周又はシャフト外周の少なくともいずれか一方には略ヘリングボーン状の二組の動圧発生溝が設けられ、密封されたスラスト板側を第 2、他の一方を第 1 の動圧発生溝と称したとき、第 2 の動圧発生溝は流線方向に対称の角度と軸方向に対称長さを有し、第 2 の動圧発生溝は流線方向に対称角度と非対称長さの動圧発生溝を有し、第 1 の動圧発生溝はスラスト板側の部分が軸方向に短く（長さ $L2$ ）、その反対側部分が軸方向に長い（長さ $L1$ ）、2 組の傾斜溝から成るヘリングボーン形状の動圧発生溝であり、

長さ比 $(L1 + L2) / (2 \times L2) = 1.02 \sim 1.60$ の間であり、フランジとスラスト板の当接面の少なくともいずれか一方には第 3 のヘリングボーン状の動圧発生溝が設けられ、第 1、第 2 および第 3 の動圧発生溝はオイルまたはグリスの潤滑剤で充填され、オイルまたはグリスの基油は 40℃の粘度が 4 センチストークス以上であり、前記スリーブの外周及び軸の外周の内、いずれか一方がベースに固定され他方は回転自在なハブロータに固定された流体軸受装置。

【請求項 3】

略中央に軸受穴を有するスリーブの軸受穴にシャフトが回転自在に挿入され、シャフトの一端側には略円盤状のフランジが固定され、フランジの片面はスリーブの端面部に当接すると共にフランジの他面はスラスト板に当接し、スラスト板はフランジを軸受内部に閉じ込めるように固定されて密封され、スリーブ内周又はシャフト外周の少なくともいずれか一方には略ヘリングボーン状の二組の動圧発生溝が設けられ、密封されたスラスト板側を第 2、他の一方を第 1 の動圧発生溝と称したとき第 2 の動圧発生溝は流線方向に対称の角度と軸方向に対称長さを有し、第 1 の動圧発生溝は流線方向に対称角度と非対称長さの動圧発生溝を有し、第 2 の動圧発生溝はスラスト板側の部分が軸方向に短く（長さ $L2$ ）、その反対側部分が軸方向に長い（長さ $L1$ ）、2 組の傾斜溝から成るヘリングボーン形状の動圧発生溝であり、

長さ比 $(L1 + L2) / (2 \times L2) = 1.02 \sim 1.60$ の間であり、フランジとスラスト板の当接面の少なくともいずれか一方には第 3 の動圧発生溝のヘリングボーンパターン外径を Do 、内径を Di 、折り返し部径を Dm とした時、

$$D1m = D_{sy} - (D_{sy} - D1i) \times (0.05 \sim 1.0)、$$

及び $D_{sy} = ((D1i)^2 + D1o^2) / 2)^{1/2}$ の関係を満たし、第 1、第 2、第 3 の動圧発生溝はオイルまたはグリスの潤滑剤で充填され、オイルまたはグリスの基油

は 40℃の粘度が 4 センチストークス以上であり、前記スリーブの外周及び軸の外周の内、いずれか一方がベースに固定され他方は回転自在なハブロータに固定された流体軸受装置。

【請求項 4】

第 3 の動圧発生溝の直径は $D_{1i} = D_{1m}$ とし、即ちスパイラル状パターンである請求項 1 及び 2 及び 3 記載の流体軸受装置。

【請求項 5】

フランジとスリーブの当接面の少なくともいずれか一方には第 4 のヘリングボーン形状溝を有し、このヘリングボーンパターンの外径を D_{2o} 、内径を D_{2i} 、折り返し部径を D_{2m} とした時、

$D_{2m} = ((D_{2i}^2 + D_{2o}^2) / 2)^{1/2}$ の関係を満たした請求項 1 ～ 4 に記載の流体軸受装置。

10

【請求項 6】

請求項 1 から 5 記載の流体軸受装置のハブロータに記録再生用ディスクを同軸上に固定し回転自在に支持し、前記回転するディスク面に磁気ヘッドまたは光学ヘッドを対向して設け、この磁気ヘッドまたは光学ヘッドを前記ディスク面に平行に可動自在に構成し、信号の記録または再生を行うディスク記録装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

20

近年、ディスク等を用いた記録装置はそのメモリー容量が増大し、またデータの転送速度が高速化しているため、この種の記録装置に用いられるディスク回転装置は高速、高精度回転が必要となり、その回転主軸部には流体軸受装置が用いられている。本発明は、回転部に流体軸受を有する流体軸受装置及びディスク回転装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

以下、図 12 を参照しながら、従来の流体軸受装置の一例について説明する。図 12 において、31 は軸であり軸受穴 32A を有するスリーブ 32 に回転自在にはめ合わされ、軸 31 はフランジ 33 を一体的に有し、フランジ 33 はベース 35 またはスリーブ 32 の凹所に収納され、スラスト板 34 に当接して回転可能に設けられている。軸 31 にはハブロータ 36、ロータ磁石 38、ディスク 39、スペーサ 40、クランパー 41 が固定され、ロータ磁石 38 に対抗するモータステータ 37 がベース 35 に取り付けられ、スリーブ 32 の軸受穴 32A の内周面には動圧発生溝 32B、32C が設けられ、フランジ 33 のスリーブ 32 との対抗面及び、フランジ 33 と、スラスト板 34 との対抗面には動圧発生溝 33A、33B を有し、動圧発生溝 32B、32C、33A、33B の近傍にはオイル 42 が注入されている。

30

【0003】

以上のように構成された従来の流体軸受装置について、図 12 を用いてその動作について説明する。図 12 において、まず、ステータ 37 に通電されると回転磁界が発生し、軸 31、フランジ 33、ロータ磁石 38 がハブロータ 36、ディスク 39 と共に回転をはじめ

40

【0004】

【特許文献 1】

特開平 3-163212 号公報

【0005】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら上記のような構成では、次の様な問題点があった。図 13 にフランジ 33 の動圧発生溝 33A、図 14 にはフランジ 33 の動圧発生溝 33B を示している。従来は動圧発生溝 33A、33B のパターン外径が、 D_{1o} 、 D_{2o} 、内径が D_{1i} 、 D_{1i} のと

50

き、折り返しの直径 $D1m$ と $D2m$ を充分大きくとり、図中矢印 E と H のポンピング圧力を大きくしている。この時、図 15 においてフランジ下面中央に示す部分は負圧力となり、油中混入バブルが凝集し一定の大きさの空気 43B が溜る。また図 16 においてスリーブ 32 の動圧発生溝 32B、32C は図中 $L1 > L2$ 、 $L4 > L3$ 、 $(L1 - L2) \approx (L4 - L3)$ の寸法に設計されている。しかしながらオイル 42 の量が減少した条件においては、図中 LA に示すパターンの上端部分の ΔL の部分でオイルが無くなり、オイルの圧力は図 16 のようになり、図中 L4 下方部分は負圧力になる。この部分は油中の気泡 43A が集まって、軸受内にできた空気で覆われ、即ち油膜切れを起こして軸受が擦れるという危険性があった。

【0006】

10

【課題を解決するための手段】

上記問題点を解決するために本発明の第 1 の発明のディスク回転装置は、略中央に軸受穴を有するスリーブの軸受穴にシャフトが回転自在に挿入され、シャフトの一端側には略円盤状のフランジが固定され、フランジの片面はスリーブの端面部に当接すると共にフランジの他面はスラスト板に当接し、スラスト板はスリーブに固定されて密封され、スリーブ内周又はシャフト外周の少なくともいずれか一方には略ヘリングボーン状の第 1 と第 2 の動圧発生溝が設けられ、フランジとスラスト板の当接面の少なくともいずれか一方には第 3 のヘリングボーン状の動圧発生溝が設けられ、第 1、第 2、第 3 の動圧発生溝はオイル

20

またはグリスの潤滑剤で充填され、この第 3 の動圧発生溝のヘリングボーンパターンの外径を $D1o$ 、内径を $D1i$ 、折り返し部径を $D1m$ とした時、
 $D1m = Dsy - (Dsy - D1i) \times (0.05 \sim 1.0)$ 、
 及び $Dsy = ((D1i^4 + D1o^4) / 4)^{1/2}$ の関係を満たし、前記スリーブの外周及び軸の外周の内、いずれか一方がベースに固定され他方は回転自在なハブロータに固定されたものである。

【0007】

また、本発明の第 2 の発明のディスク回転装置は、略中央に軸受穴を有するスリーブの軸受穴にシャフトが回転自在に挿入され、シャフトの一端側には略円盤状のフランジが固定され、フランジの片面はスリーブの端面部に当接すると共にフランジの他面はスラスト板に当接し、スラスト板はスリーブに固定されて密封され、スリーブ内周又はシャフト外周の少なくともいずれか一方には略ヘリングボーン状の二組の動圧発生溝が設けられ、密封されたスラスト板側を第 2、他の一方を第 1 の動圧発生溝と称したとき、第 2 の動圧発生溝は流線方向に対称の角度と軸方向に対称長さを有し、第 1 の動圧発生溝は流線方向に対称角度と非対称長さの動圧発生溝を有し、第 2 の動圧発生溝はスラスト板側の部分が軸方向に短く（長さ $L2$ ）、その反対側部分が軸方向に長い（長さ $L1$ ）、2 組の傾斜溝から成るヘリングボーン形状の動圧発生溝であり、

30

長さ比 $(L1 + L2) / (2 \times L2) = 1.02 \sim 1.60$ の間であり、フランジとスラスト板の当接面の少なくともいずれか一方には第 3 のヘリングボーン状の動圧発生溝が設けられ、第 1、第 2、第 3 の動圧発生溝はオイルまたはグリスの潤滑剤で充填され、前記スリーブの外周及び軸の外周の内、いずれか一方がベースに固定され他方は回転自在なハブロータに固定されたものである。

40

【0008】

本発明は上記した構成によって、スラスト軸受部とラジアル軸受部において、動圧発生溝のパターンを最適形状にして軸受内で負圧が発生しないようにすることで気泡の凝集と空気が溜まることを防止し、オイルの油膜切れが無く、軸受の信頼性が高いディスク回転装置の構成を得る。

【0009】

【発明の実施の形態】

以下本発明の一実施の形態における流体軸受装置及びディスク回転装置について、図 1 を参照しながら説明する。図 1 は本発明の一実施の形態におけるディスク回転装置の断面図を示している。図 1 において、スリーブ 1 は略中央に軸受穴を有しその内周面には略ヘリ

50

ングボーン状の動圧発生溝 1 A, 1 B と、凹部 1 C を有している。この軸受穴には軸 2 が相対的に回転自在に挿入され、軸 2 の一端には凹部 1 C に収納されたフランジ 3 が一体的に固定され、スラスト板 4 がスリーブ 1 にレーザ溶接、精密カシメ、接着等の締結方法により、固定され、フランジ 3 は凹部 1 C 内に閉じ込められ密封される。スリーブ 1 と軸 2 といずれか一方はベースに固定され、他方はハブロータ 7 に固定される。図 1 においてはスリーブ 1 がベース 6 に固定され、軸 2 にハブロータ 7 が固定されている。フランジ 3 のスラスト板との間の対応面のいずれか一方には動圧発生溝が加工され、図 1 においては、フランジ 3 側に動圧発生溝 3 A が加工されている。フランジ 3 とスリーブ 1 の間の対応面にも動圧発生溝が加工される場合があり、図 1 においてはフランジ 3 の上面に動圧発生溝 3 B が加工される。動圧発生溝 1 A, 2 A, 3 A, 3 B はオイルまたはグリス 5 で充満される。8 はステータ、9 はロータ磁石、10 はディスク、11 はクランパー、12 はスペーサ、13 は軸 2 にクランパー 11 を取り付けるネジである。

10

【0010】

以上のように構成された流体軸受装置について、図 1 ～図 10 を用いてその動作について説明する。図 1 において、まず、ステータ 8 に通電されると回転磁界が発生し、ロータ磁石 9 がハブロータ 7、軸 2、ディスク 10、クランパー 11、スペーサ 12 と共に回転を始める。動圧発生溝 1 A, 1 B, 3 A、及び図 1 においては 3 B がオイル 6 を回転力によりかき集め圧力を発生し軸受部は浮上し非接触で高精度に回転する。

【0011】

図 2 はフランジ 3 がスラスト板と対応する面の動圧発生溝 3 A を示している。図中溝パターンの外径を $D1o$ 、内径を $D1i$ 、折り返し部の径を $D1m$ とすると、軸受面上を内周から外周に向く圧力 H よりも、内周に向く圧力 G が大きくなるよう設計しており、数値的に表すと

20

式 1: $D1m = D_{sy} - (D_{sy} - D1i) \times Y$ であり、

式 2: $D_{sy} = ((D1i^2 + D1o^2) / 2)^{1/2}$

の式において $Y = 0.05 \sim 1.0$ の範囲になるよう設計されている。

【0012】

図 3 はフランジの上面に加工された動圧発生溝 3 B の図である。この場合は内周から外周に向く図中矢印 E の力と外周から内周に向く F の圧力はほぼ釣り合うように設計している。この場合、

30

式 3: $D2m = ((D2o^2 + D2i^2) / 2)^{1/2}$

の関係を保つようそのパターンの寸法が設計されている。

【0013】

図 4 は上記 Y の値によって動圧発生溝 3 A のポンプ圧力を示している。軸受の非対称性が不足すると軸受内のどこかに部分的な負圧部分ができて空気が溜まったり、反面非対称性が大きすぎると内圧が高まり過ぎてキャビテーションやマイクロバブルを発生する危険性がある。しかしながら図示しない透明な流体軸受を製作した我々の実験により、回転中に混入するバブルや凝集する空気の状態は上記の Y の値が $0.05 \sim 1.0$ の時が最適であり、油中に空気が最も溜まり難いことが判明した。

【0014】

40

図 5 はフランジ 3 の部分の浮上量 ($S1$) が充分小さい場合の動圧発生溝 3 A, 3 B の発生圧力を示している。本発明によれば、負圧が発生しないため、軸受隙間に空気が溜まることは殆ど発生しない。図 6 は浮上量 ($S2$) が充分大きい場合の動圧発生溝 3 A, 3 B の圧力を示している。この場合も軸受内部に負圧が発生しない。また、図 6 においてはフランジ 3 の上面に動圧発生溝 3 B を有しているので、この発生圧力がフランジ 3 とスリーブ 1 が衝突することを防止する。

【0015】

図 7 ～図 9 はラジアル軸受に関する詳細な動作を示している。図 7 は軸受の隙間部の全体にオイル 5 が充満の場合を示している。動圧発生溝 1 A は軸受の開放端部に近い位置に設けられているために、上半分が長い非対称形状に設計され、オイル 5 を動圧効果で軸受に

50

押しこみ、外部に漏れることを防止している。尚、動圧発生溝の傾斜角度は同じに設計している。図において、ラジアル軸受の非対称性が不足するとオイル漏れを起こし、非対称性が大きすぎると内圧が高まり過ぎてキャビテーションやマイクロバブルを発生する危険性がある。一方、動圧発生溝 1 B は対称形状に設計している。図 7 においては動圧発生溝 1 A がその非対称の効果により軸受内部の圧力を高め、図のような圧力になる。この場合も軸受内部に負圧は発生せず、空気が溜まることはほとんど無い。図 8 は、軸受内のオイル 5 が減少した場合を示している。この場合も軸受内に負圧は発生しない。

【0016】

図 9 は動圧発生溝 1 A の非対称性の最適範囲をしめしており、そのスラスト板側の部分が軸方向に短く（長さ L_2 ）、その反対側部分が軸方向に長い（長さ L_1 ）ときに、長さ比は、

$$\text{式 4: } (L_1 + L_2) / (2 \times L_2) = 1.02 \sim 1.60$$

式 4 に示すのが最適であり、空気の混入やマイクロバブルの混入がほとんど見られなく良好である。

【0017】

図 10 においてオイル粘度または、グリス基油の粘度と軸受隙間へのバブルの混入率の関係を透明な軸受の観察結果から求めたものである。観察結果によれば 40°C での粘度が 4 センチストークス以上であれば気泡の混入が非常に少なくなることが明らかになった。

【0018】

以上の構成を有する本発明のディスク回転装置について、図 11 を用いてその動作を説明する。まず、モータステータ 8 に通電されると回転磁界が発生し、ロータ磁石 9 がハブロータ 7、軸 2、ディスク 10 と共に回転を始める。動圧発生溝 1 A、1 B、3 A、3 B はオイル 5 をポンピング力によりかき集め圧力を発生し軸受部は浮上し非接触で高精度に回転する。回転するディスク 10 に対して、ヘッド 15 は当接し、電気信号の記録再生を行う。ヘッド 15 はヘッド支軸 16 に支えられて回動する、14 は上蓋であり、ディスク回転装置内部にゴミが侵入しないよう密封する。

【0019】

尚、図 1 において、スラスト板はスリーブに固定されているが、ベースに固定されて密封されても良い。

【0020】

尚、図 2 において動圧発生溝 3 A の変形応用例としては $D_{1m} = D_{1o}$ とし、ヘリングボーン形状に変わって、ヘリカル形状の動圧発生溝でも設計上作によってはほぼ同等の性能が得られる。

【0021】

以上のように本実施の形態によれば、流体軸受部に空気が混入することが防止され、軸受に生じがちな油膜切れが防止され、ディスクを高精度かつ長寿命に回転させるディスク回転装置の構成が得られる。

【0022】

【発明の効果】

以上のように本発明のディスク回転装置は、回転時に動圧発生溝のポンピング力により軸受内に空気が溜まらないような動圧発生溝の設計条件とオイル粘度の選定条件の組合せ効果により、軸受隙間で油膜切れが生じない高精度かつ長寿命なディスク回転装置の構成が得られる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 本発明の一実施の形態に流体軸受装置の断面図

【図 2】 本発明第 3 の動圧発生溝の詳細図

【図 3】 本発明第 4 の動圧発生溝の詳細図

【図 4】 本発明第 3 の動圧発生溝の圧力適正範囲説明図

【図 5】 本発明スラスト軸受部の圧力説明図

【図 6】 本発明スラスト軸受部の圧力説明図

- 【図 7】 本発明第 1、第 2 の動圧発生溝の圧力説明図
 【図 8】 本発明第 1、第 2 の動圧発生溝の圧力説明図
 【図 9】 本発明第 1 の動圧発生溝のポンプ圧力適正範囲説明図
 【図 10】 本発明のオイルの粘度説明図
 【図 11】 本発明のディスク回転装置の断面図
 【図 12】 従来の流体軸受装置の断面図
 【図 13】 従来のスラスト軸受溝の説明図
 【図 14】 従来のスラスト軸受溝の説明図
 【図 15】 従来のスラスト軸受の説明図
 【図 16】 従来の流体軸受装置の圧力説明図

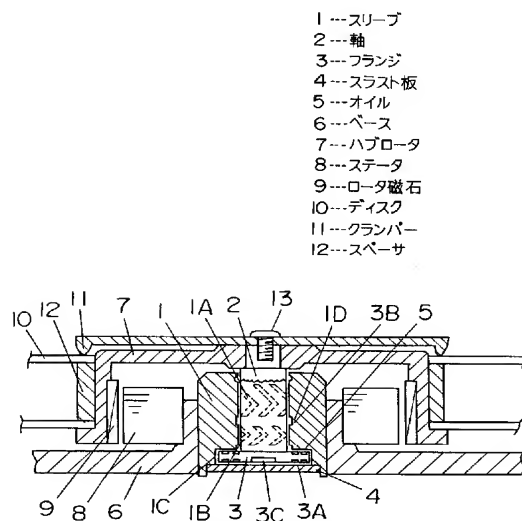
10

【符号の説明】

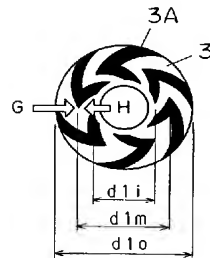
- 1 スリーブ
 2 軸
 2 A、2 B 動圧発生溝
 3 フランジ
 3 A、3 B 動圧発生溝
 4 スラスト板
 5 オイル
 6 ベース
 7 ハブロータ
 8 ステータ
 9 ロータ磁石
 10 ディスク
 11 クランパー
 12 スペース

20

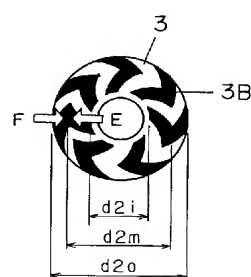
【図 1】



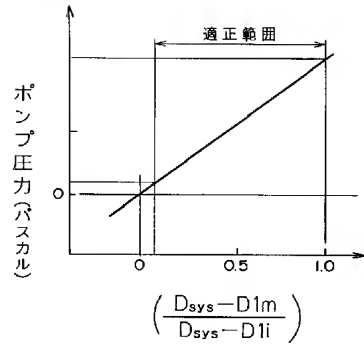
【図 2】



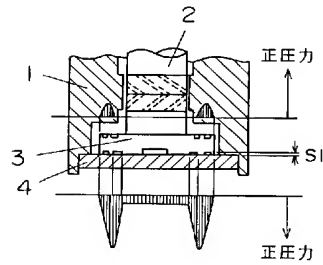
【図 3】



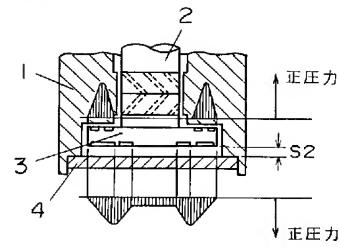
【図 4】



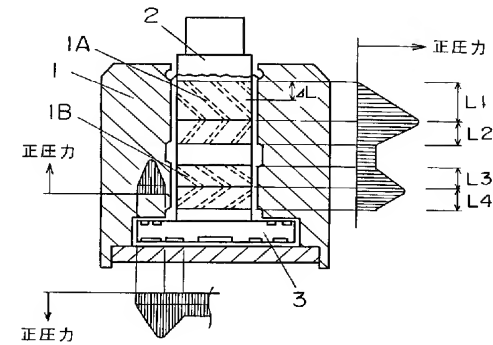
【図 5】



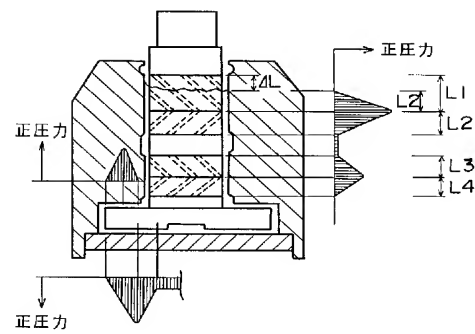
【図 6】



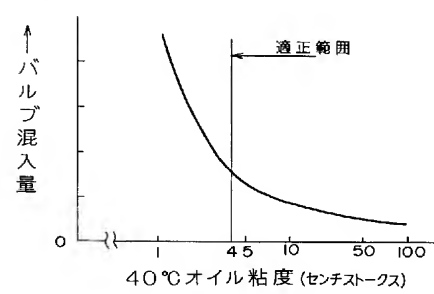
【図 7】



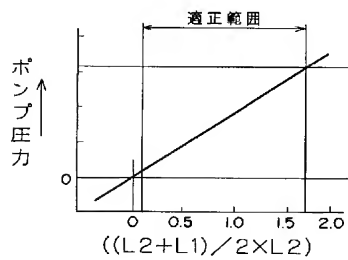
【図 8】



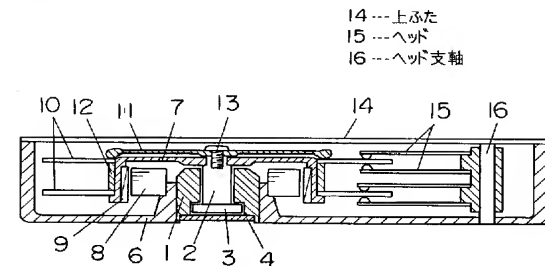
【図 10】



【図 9】

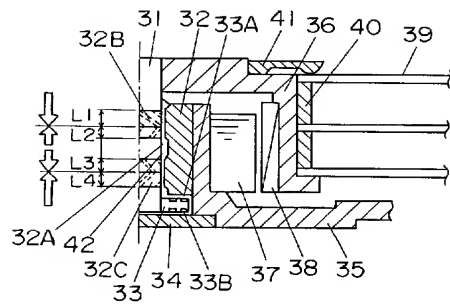


【図 11】

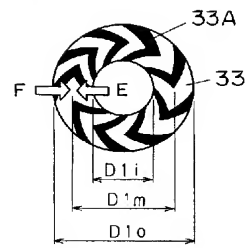


【図 1 2】

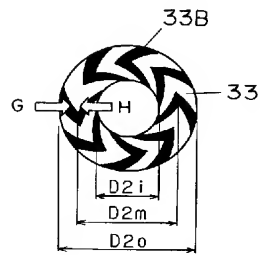
- 31…軸
 32…スリーブ
 33…フランジ
 34…スラスト板
 35…ベース
 36…ハブロータ
 37…ステータ
 38…ロータ磁石
 39…ディスク
 40…スペーサ
 41…クランパー
 42…オイル



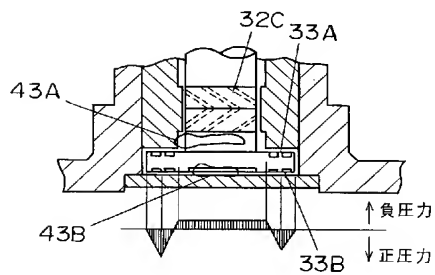
【図 1 3】



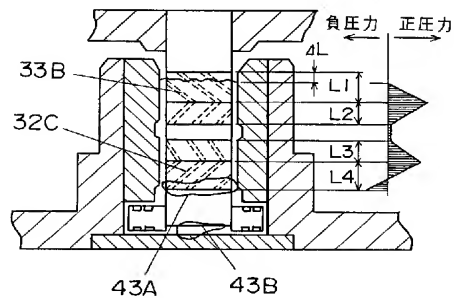
【図 1 4】



【図 1 5】



【図 1 6】



フロントページの続き

(72)発明者 口下 圭吾

大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 松下電器産業株式会社内

(72)発明者 伊藤 大輔

大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 松下電器産業株式会社内

F ターム(参考) 3J011 AA06 BA02 CA03 JA02 KA02 KA03 LA05 MA02

5D109 BA14 BA16 BA17 BB03 BB12 BB18 BB21 BB22

5H605 AA04 BB05 BB19 CC04 DD03 DD05 EB03 EB06 EB16 GG21

5H607 AA04 BB01 BB14 BB17 CC01 DD02 DD03 DD16 GG03 GG09

GG12 GG15 KK10

PAT-NO: JP02004183772A
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 2004183772 A
TITLE: FLUID DYNAMIC BEARING AND
DISK ROTATING DEVICE
PUBN-DATE: July 2, 2004

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
ASADA, TAKAFUMI	N/A
SAITO, HIROAKI	N/A
KUSAKA, KEIGO	N/A
ITO, DAISUKE	N/A

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
MATSUSHITA ELECTRIC IND CO LTD	N/A

APPL-NO: JP2002351061
APPL-DATE: December 3, 2002

INT-CL (IPC): F16C017/10 , F16C033/10 ,
H02K005/16 , H02K007/08 ,
G11B019/20

ABSTRACT:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a fluid dynamic bearing with high precision and a longer life capable of maintaining an oil film in a

bearing gap and a disk rotating device using the same bearing.

SOLUTION: When an outer diameter, an inner diameter, and a diameter at a returning portion of herringbone patterns 3A and 3B of a third dynamic pressure generating groove provided on at least either of contact surfaces between a flange 3 and a thrust plate 4 are set to be D_{lo} , D_{li} , and D_{lm} respectively, these diameters satisfy numerical expressions of $D_{lm} = D_{sy} - (D_{sy} - D_{li}) \times (0.05 \text{ to } 1.0)$, and $D_{sy} = [(D_{li}^2 + D_{lo}^2) / 2]^{1/2}$, and a coefficient of viscosity of oil or base oil of grease is 4 centistokes or more at 40°C. The highly accurate fluid dynamic bearing having no breakage of an oil film and a longer life is obtained so that one of outer peripheries of a sleeve 1 and a shaft 2 is fixed on a base 6, and the other outer periphery is fixed on a hub rotor 7.

COPYRIGHT: (C) 2004, JPO&NCIPI